



**Europäisches  
Patentamt**

**European  
Patent Office**

**Office européen  
des brevets**

1c971 U.S. PTO  
09/971815  
10/05/01

**Bescheinigung**

**Certificate**

**Attestation**

Die angehefteten Unterlagen stimmen mit der ursprünglich eingereichten Fassung der auf dem nächsten Blatt bezeichneten europäischen Patentanmeldung überein.

The attached documents are exact copies of the European patent application described on the following page, as originally filed.

Les documents fixés à cette attestation sont conformes à la version initialement déposée de la demande de brevet européen spécifiée à la page suivante.

**Patentanmeldung Nr.    Patent application No.    Demande de brevet n°**

00121731.4

Der Präsident des Europäischen Patentamts;  
Im Auftrag

For the President of the European Patent Office

Le Président de l'Office européen des brevets  
p.o.

**I.L.C. HATTEN-HECKMAN**

DEN HAAG, DEN  
THE HAGUE,    24/11/00  
LA HAYE, LE

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



Europäisches  
Patentamt

European  
Patent Office

Office européen  
des brevets

**Blatt 2 der Bescheinigung**  
**Sheet 2 of the certificate**  
**Page 2 de l'attestation**

Anmeldung Nr.:  
Application no.: 00121731.4  
Demande n°:

Anmeldetag:  
Date of filing: 05/10/00  
Date de dépôt:

Anmelder:  
Applicant(s):  
Demandeur(s):  
Ford Global Technologies, Inc., A subsidiary of Ford Motor Company  
Dearborn, Michigan 48126  
UNITED STATES OF AMERICA

Bezeichnung der Erfindung:  
Title of the invention:  
Titre de l'invention:  
Doppelkupplung für ein Getriebe mit zwei Getriebeeingangswellen

ATTN: ALA M. 4924.1.1

In Anspruch genommene Priorität(en) / Priority(ies) claimed / Priorité(s) revendiquée(s)

Staat:  
State:  
Pays:

Tag:  
Date:  
Date:

Aktenzeichen:  
File no.  
Numéro de dépôt:

Internationale Patentklassifikation:  
International Patent classification:  
Classification internationale des brevets:

/

Am Anmeldetag benannte Vertragsstaaten:  
Contracting states designated at date of filing: AT/BE/CH/CY/DE/DK/ES/FI/FR/GB/GR/IE/IT/LI/LU/MC/NL/PT/SE/TR  
Etats contractants désignés lors du dépôt:

Bemerkungen:  
Remarks:  
Remarques:

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

PATENTANMELDUNG

Die Erfindung bezieht sich auf eine hydraulische Doppelkupplung für ein  
5 Getriebe mit zwei Getriebeeingangswellen, vorzugsweise für ein  
Lastschaltgetriebe in Kraftfahrzeugen, mit einer konzentrischen Anordnung der  
beiden Getriebeeingangswellen, einem angetriebenen Kupplungsgehäuse, zwei  
hydraulisch betätigten Kupplungen mit Reibscheiben und ringförmigen Kolben-  
Zylindereinheiten, wobei die erste Kupplung das Kupplungsgehäuse mit der  
10 ersten Getriebeeingangswelle und die zweite Kupplung das Kupplungsgehäuse  
mit der zweiten Getriebeeingangswelle schaltbar verbindet.

Aus der DE 3819702 ist eine Doppelkupplung des gattungsbildenden  
Oberbegriffes bekannt. Das Kupplungsgehäuse ist aus einer linken Deckplatte  
15 und Seitenplatte, einer rechten Deckplatte und Seitenplatte sowie einem sie  
verbindenden Mantelteil zusammengesetzt. An den Trennebenen zwischen der  
linken Deckplatte und Seitenplatte sowie der rechten Deckplatte und  
Seitenplatte sind Ringkolben eingepaßt, die mit Hydraulikdruck beaufschlagbar  
sind und über stimseitig an ihnen anliegenden Zylinderstifte die beiden  
20 Lamellenpakete betätigen. Aus der axialen Anordnung von Ringkolben und  
Lamellenpaketen resultiert eine sehr große axiale Baulänge der gesamten  
Doppelkupplung.

6  
Eine weitere gattungsgemäße Doppelkupplung ist aus der DE 1983337~~7~~  
25 bekannt. Sie ist dadurch gekennzeichnet, daß die Ringkolben auf ihren den  
ersten radialen Wirkflächen abgewandten Seiten zwischen sich einen Hohlraum  
einschließen, daß die Ringkolben auf ihren dem Hohlraum zugewandten Seiten  
mit zweiten radialen Wirkflächen versehen sind, wobei diese zweiten radialen  
Wirkflächen gleich groß sind, und daß der Hohlraum mit einem Fluid gefüllt ist.  
30 Damit erfüllt die Kupplung die erfindungsgemäße Aufgabe, den störenden  
Einfluß der vom rotierenden Hydrauliköl ausgeübten Fliehkraft zu vermeiden.  
Allerdings ist der Antrieb der zweiten Kupplung mechanisch sehr aufwendig, da

- 2 -

ein kompliziertes Hebelgestänge für die Kraftübertragung vom Ringkolben auf das Lamellenpaket erforderlich ist.

5 Aufgabe der Erfindung ist es deshalb, eine Doppelkupplung in kompakter Bauweise mit hoher Drehmomentkapazität zu schaffen. Weiterhin soll die Möglichkeit bestehen, auf einfache Weise einen völligen Ausgleich der fliehkraftabhängigen Drücke in den Arbeitskammern der Kolben-Zylindereinheiten zu erzielen .

10 Die Aufgabe wird dadurch gelöst, indem die beiden Kupplungen nebeneinander angeordnet sind, getrennt durch einen fest mit dem Kupplungsgehäuse verbunden Kupplungssteg, und die für die Betätigung der Kupplung vorgesehenen zwei Kolben-Zylindereinheiten ebenfalls nebeneinander und getrennt durch den Kupplungssteg, zwischen Kupplungen und  
15 Getriebeeingangswellen auf einem geringeren Durchmesser als die Kupplungen angeordnet sind.

Durch diese Anordnung wird die kompakte Bauweise bei hoher Drehmomentkapazität erreicht. Die äußeren Abmessungen der Doppelkupplung  
20 werden im wesentlichen von den Reibscheiben bestimmt. Der Außendurchmesser vom Außendurchmesser der Reibscheiben plus den Reibscheibenträgern, die Baulänge von der doppelten Dicke des Reibscheibenpaketes plus der Druckplatten. Für die Kolben-Zylindereinheit ist zwischen Innendurchmesser der Reibscheiben und Getriebeeingangswellen  
25 ausreichend Bauraum vorhanden, um eine sichere Funktion der Kupplung zu gewährleisten.

Eine derartige Doppelkopplung weist die größtmögliche Drehmomentkapazität bei vorgegebenen Außenabmessungen auf bzw. ermöglicht bei geforderter  
30 Drehmomentkapazität die kompakteste Bauweise: Die Reibscheiben sind radial soweit wie möglich außen angeordnet, wodurch das maximale Drehmoment pro Reibscheibe, bezogen auf den Außendurchmesser der Doppelkupplung, erzielt

- 3 -

wird; und die gesamte Baulänge wird mit den beiden Reibscheibenpaketen einschließlich der notwendigen Andruckplatten voll ausgefüllt, wodurch die maximale Anzahl an Reibscheiben bei vorgegebener Baulänge der Doppelkupplung untergebracht wird.

5

Vorteilhaft sind Kupplungssteg und Kupplungsgehäuse über eine Kupplungsnahe und einen Kupplungsdeckel des Kupplungsgehäuses verbunden, indem Kupplungsdeckel und Kupplungssteg fest auf der Kupplungsnahe angeordnet sind. Die Kupplungsnahe ist auf einer  
10 Kupplungsachse gelagert, die fest mit dem Getriebegehäuse verbunden ist und die mehrere Ölkanaäle aufweist, über die die Kupplungsnahe mit Drucköl für die Betätigung der Kupplung versorgt wird. Die Kupplungsnahe hat somit drei Aufgaben: Drehbare Lagerung des gesamten Antriebsteils der Doppelkupplung gegenüber dem Getriebegehäuse, Kraftübertragung vom Kupplungsgehäuse  
15 zum Kupplungssteg, und die Ölversorgung der Kolben-Zylindereinheiten.

Vorteilhaft ist die erste Getriebeeingangswelle mit der ersten Kupplung über eine erste Kupplungsglocke verbunden, indem die erste Kupplungsglocke auf der ersten, hohlen Getriebeeingangswelle befestigt ist und am Innendurchmesser  
20 des äußeren Flansches die abtriebsseitigen Reibscheiben der ersten Kupplung aufnimmt. Weiterhin ist die zweite Getriebeeingangswelle mit der zweiten Kupplung über eine zweite Kupplungsglocke verbunden, indem die zweite Kupplungsglocke auf der zweiten, inneren Getriebeeingangswelle befestigt ist und am Innendurchmesser des äußeren Flansches die abtriebsseitigen  
25 Reibscheiben der zweiten Kupplung aufnimmt.

Diese Anordnung benötigt nur minimal zusätzlichen Bauraum, um Drehmoment vom motorseitigen Kupplungsgehäuse auf die beiden Getriebeeingangswellen des nachgeschalteten Getriebes zu übertragen.

30

Vorzugsweise ist der Kupplungssteg zwischen den beiden Kupplungen die antriebsseitige Druckplatte für beide Kupplungen. Damit wird eine Druckplatte

- 4 -

gespart; deren Funktion wird von dem einen zentralen Kupplungssteg übernommen.

Die antriebsseitigen Reibscheiben beider Kupplungen sind an ihrem Innendurchmesser drehfest mit an dem Kupplungssteg angeordneten Innenreibscheibenträger verbunden. Damit können Kupplungssteg und die beiden Innenreibscheibenträger aus einem Stück hergestellt sein, was Bauraum, Gewicht und Fertigungskosten spart.

Weiterhin sind vorteilhafterweise beide Kupplungen und beide Kolben-Zylindereinheiten gleich und beide spiegelbildlich zum Kupplungssteg angeordnet. Durch die Verwendung gleicher Kolben-Zylindereinheiten und gleicher Reibscheiben wird die Komplexität der Doppelkupplung gesenkt, was einen erheblichen Kostenvorteil erbringt.

Bei einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung weist eine Kolben-Zylindereinheit einen Ringkolben und einen Ringzylinder auf, die eine von Drucköl beaufschlagbare Arbeitskammer bilden, wobei der Ringkolben im Ringzylinder beweglich geführt und gedichtet ist, der Ringzylinder fest mit der Kupplungsnahe verbunden ist, der Ringkolben zwischen Kupplungssteg und Ringzylinder angeordnet ist und der Ringkolben über einen Andruckring auf die bewegliche, antriebsseitige Druckplatte der Reibscheiben wirkt. Bei der Beaufschlagung der Arbeitskammer mit Drucköl wird der Ringkolben in Richtung des Kupplungssteges verschoben. Dies gilt für beide Ringkolben, d. h. die beiden Ringkolben drücken in entgegengesetzte Richtungen. Durch die Anordnung der Kupplungsnahe auf der Kupplungsachse ist die Versorgung der Arbeitskammern mit Drucköl sehr einfach zu realisieren

Eine vorteilhafte Ausführung sieht vor, daß der Andruckring den Ringzylinder radial umschließt und mittels einer Umfangsdichtung radial gegen den Ringzylinder beweglich abgedichtet ist, und am Andruckring ein Ausgleichsdeckel auf der dem Ringkolben entgegengesetzten Seite des



- 5 -

Ringzylinders angeordnet ist, wobei Ausgleichsdeckel, Andruckring und Ringzylinder eine Ausgleichskammer zum Ausgleich des Fliehkraftdruckes in der Arbeitskammer bilden.

- 5 Bei Drehung der Kupplungsnabe wird die Ausgleichskammer ständig mit Öl befüllt. Aufgrund der Fliehkräfte wird das Öl in der Ausgleichskammer gehalten, wobei die Ausgleichskammer bis zum inneren Durchmesser des Ausgleichsdeckels gefüllt wird. Überschüssiges Öl tritt dort aus und steht dem Schmierkreislauf wieder zur Verfügung. Die Ausgleichskammer ist, bezogen auf
- 10 den Ringzylinder, gegenüber der Arbeitskammer angeordnet. Baut sich bei hohen Drehzahlen der Kupplungsnabe ein Fliehkraftdruck im Öl auf, wirkt die daraus resultierende Kraft auf den Ausgleichsdeckel der Ausgleichskammer der Kraft auf den Ringkolben, die durch den Fliehkraftdruck des Öls in der Arbeitskammer entsteht, entgegen. Durch die günstige Anordnung der
- 15 Ausgleichskammer gegenüber der Arbeitskammer wirken die beiden Kräfte direkt gegeneinander und heben sich so ohne weitere Maßnahmen auf. Durch die Anpassung von Außen- und Innendurchmesser des Ausgleichsdeckel, wodurch die wirksame Druckfläche der Ausgleichskammer bestimmt wird, können die auf den Ringkolben wirkenden Kräfte aus den Fliehkraftdrücken des
- 20 Öls vollständig eliminiert werden. Dadurch kann auch die Rückholeinrichtung des Ringkolbens so klein wie möglich ausgeführt werden.

- Eine weitere Ausführung sieht vor, daß der Andruckring den Ringzylinder radial umschließt, am Andruckring ein Ausgleichsdeckel auf der dem Ringkolben
- 25 entgegengesetzten Seite des Ringzylinders angeordnet ist, wobei Ausgleichsdeckel, Andruckring und Ringkolben eine Ausgleichskammer zum Ausgleich des Fliehkraftdruckes in der Arbeitskammer bilden. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorher besprochenen Ausführung lediglich darin, daß auf eine zusätzliche radiale Dichtung verzichtet wird und die Ausgleichskammer
- 30 dadurch direkt an die Arbeitskammer, getrennt durch einen Dichtring, grenzt.

- 6 -

Vorteilhaft erfolgt die Befüllung der Ausgleichskammer mit Drucköl aus der Arbeitskammer über eine oder mehrere Füllbohrungen mit geringem Durchmesser. Damit ist auf einfache Weise die Ölversorgung der Ausgleichskammer sichergestellt, daß sobald Öl in der Arbeitskammer ist, auch  
5 Öl in der Ausgleichskammer ist.

Eine weitere Ausführung der Ölzufuhr sieht vor, daß die Befüllung der Ausgleichskammer mit Drucköl über eine separate Zuführung, unabhängig vom Arbeitskammerdruck, erfolgt. Damit läßt sich die Verlustmenge an Öl sehr gering  
10 halten, da nur ein sehr geringer Öldruck und eine geringe Ölmenge zur Versorgung der Ausgleichskammer notwendig ist.

Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind den folgenden Zeichnungen zu entnehmen. Es zeigen:

15

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Doppelkupplung; und

Fig.2 eine weitere Anordnung der Kolben-Zylindereinheit.

20 Die in Figur 1 gezeigte Doppelkupplung weist das Kupplungsgehäuse 1 auf, das über die Torsionsdämpfereinheit 2 am Kupplungsflansch 3 drehfest mit der Antriebswelle 4 eines nicht dargestellten Motors verbunden ist. Zwischen Kupplungsflansch 4 und Getriebegehäuse 5 ist ein Wellendichtring 6 angeordnet. Auf der motorabgewandten Seite weist die Doppelkupplung einen  
25 Kupplungsgehäusedeckel 7 auf, der das Kupplungsgehäuse 1 mit der Kupplungs-nabe 8 drehfest verbindet, wobei die Kupplungs-nabe 8 aus Montagegründen zweigeteilt ist.

Die Kupplungs-nabe 8 ist drehbar auf der mit dem Getriebegehäuse fest  
30 verbundenen Kupplungsachse 9 angeordnet. Aufgabe der Kupplungsachse 9 ist neben der Drehlagerung der Kupplungs-nabe 8 und damit der gesamten

- 7 -

Doppelkupplung weiterhin die Ölversorgung der Doppelkupplung, die über die feste Verbindung der Kupplungsachse 9 zum Getriebegehäuse 5 erfolgt.

Zwischen den zwei Teilen der Kupplungsnahe 8 ist der fest mit der  
5 Kupplungsnahe 8 verbundene Kupplungssteg 10 angeordnet. Dieser weist die beiden Innenreibscheibenträger 11 auf, die sich beidseitig des Kupplungssteges 10 in axialer Richtung erstrecken. Auf den Innenreibscheibenträgern 11 sind die antriebsseitigen Reibscheiben 12 drehfest und axial verschiebbar angeordnet. Die antriebsseitigen Reibscheiben 12 greifen  
10 in die abtriebsseitigen Reibscheiben 13 ein. Jeweils am axialen Ende jedes Reibscheibenpaketes sind die antriebsseitigen Druckplatten 14 angeordnet, über die ein axialer Kupplungsdruck auf das erste Reibscheibenpaket 15 oder das zweite Reibscheibenpaket 16 aufgebracht wird, wodurch die Kupplung schließt. Als Gegendruckplatte wirkt für beide Reibscheibenpakete der Kupplungssteg 10,  
15 wodurch nur eine Gegendruckplatte benötigt wird.

Die abtriebsseitigen Reibscheiben 13 des ersten Reibscheibenpaketes 15 sind drehfest und axial verschiebbar mit der ersten Kupplungsglocke 17 und diese wiederum drehfest mit der ersten Getriebeeingangswelle 18 verbunden. Wird  
20 das erste Reibscheibenpaket 15 mit dem Kupplungsdruck über die Druckplatte 14 beaufschlagt, stellt das Reibscheibenpaket 15 eine drehfeste Verbindung zwischen Innenreibscheibenträger 11 und erster Kupplungsglocke 17 her, wodurch das Antriebsdrehmoment aus der Antriebswelle 4 auf die erste Getriebeeingangswelle 18 geleitet wird.

25

In gleicher Weise wirkt das zweite Reibscheibenpaket 16: Die abtriebsseitigen Reibscheiben 13 des zweiten Reibscheibenpaketes 16 sind drehfest und axial verschiebbar mit der zweiten Kupplungsglocke 19 und diese wiederum drehfest mit der zweiten Getriebeeingangswelle 20 verbunden. Wird das zweite  
30 Reibscheibenpaket 16 mit dem Kupplungsdruck über die Druckplatte 14 beaufschlagt, stellt das Reibscheibenpaket 16 eine drehfeste Verbindung zwischen Innenreibscheibenträger 11 und zweiter Kupplungsglocke 19 her,

- 8 -

wodurch das Antriebsdrehmoment aus der Antriebswelle 4 auf die zweite Getriebeeingangswelle 20 geleitet wird.

Der Kupplungsdruck auf die beiden Druckplatten 14 wird über zwei Kolben-  
5 Zylindereinheiten 21 aufgebracht, die zwischen den Innenreibscheibenträgern  
11 und der Kupplungsnahe 8 angeordnet sind. Beide Kolbenzylindereinheiten 21  
sind identisch und weisen vorzugsweise die gleichen Bauteile auf, es werden  
deshalb in den Zeichnungen auch gleiche Bezugszeichen für gleiche Teile  
verwendet. Die Kolben-Zylindereinheiten 21 sind spiegelsymmetrisch zum  
10 Kupplungssteg 10 angeordnet, um jeweils den Kupplungsdruck in Richtung auf  
den Kupplungssteg 10 aufbringen zu können.

Jede Kolbenzylindereinheit weist einen Ringzylinder 22 auf, der fest mit der  
Kupplungsnahe 8 verbunden ist. Am Ringzylinder 22 ist ein Ringkolben 23  
15 angeordnet. Mittels der Ringdichtungen 24 und 25 wird zwischen Ringzylinder 22  
und Ringkolben 23 die Arbeitskammer 26 gebildet. Die Arbeitskammer 26 ist  
über die Ölbohrung 27 in der Kupplungsnahe 8 mit den Ölkanal 28 in der  
Kupplungsachse 9 verbunden. Über eine nicht dargestellte Steuerung erfährt  
das Öl im Ölkanal 9 einen Steuerdruck, der sich über die Ölbohrung 27 auf die  
20 Arbeitskammer 26 fortsetzt. Aufgrund des anliegenden Steuerdrucks in der  
Arbeitskammer 26 fährt der Ringkolben 23 aus und erzeugt den  
Kupplungsdruck. Über den mit dem Ringkolben 23 fest verbundenen  
Andruckring 29 wird der Kupplungsdruck auf die Druckplatte 14 übertragen; die  
Kupplung schließt.

25 Wird der Steuerdruck zurückgenommen, baut sich der Kupplungsdruck ab, die  
Kupplung öffnet und der Ringkolben 23 fährt zurück in seine Ruhposition, wobei  
die Druckfeder 30 das Zurückfahren unterstützt. Da in der Arbeitskammer 26  
ständig eine Restmenge Öl verbleibt, wirkt in der Arbeitskammer 26 ständig ein  
30 zusätzlicher, drehzahlabhängiger Fliehkraftdruck. Dieser Fliehkraftdruck erzeugt  
eine Kraft auf den Ringkolben 23, der die Druckfeder 30 ständig entgegenwirken  
muß, da ansonsten der Ringkolben 23 aus seiner Ruhposition fahren und die

- 9 -

Druckplatten 14 damit die Reibscheibenpakete 15, 16 einen geringen Kupplungsdruck erfahren würden, der zu einer, wenn ein Ringkolben 23 eigentlich in der Ruheposition sein sollte, nicht gewünschten Drehmomentübertragung der jeweiligen Kupplung führte. Da in der Regel bei hohen Drehzahlen nur eine  
5 Kupplung geschlossen ist, würde durch diesen Fliehkraftdruck die zweite Kupplung unnötig in Eingriff gebracht, was zu Drehmomentverlusten und unnötigem Verschleiß führen würde.

Dieser Fliehkraftdruck in der Arbeitskammer wird erfindungsgemäß  
10 ausgeglichen, indem zwischen Ringzylinder 22 und einem Ausgleichsdeckel 31, der am Andruckring 29 befestigt ist, eine Ausgleichskammer 32 gebildet wird, wobei diese über die Ringdichtung 33 zwischen Andruckring 29 und Ringzylinder 22 gedichtet ist. Radial innen ist die Ausgleichskammer 32 offen, d. h. bei Stillstand der Kupplung fließt zumindest ein Teil des darin befindlichen Öles aus  
15 der Ausgleichskammer 32. Nur bei Drehung der Kupplung hält sich das Öl aufgrund der Fliehkräfte in der Ausgleichskammer 32.

Die Befüllung der Ausgleichskammer 32 erfolgt über eine kleine Füllbohrung 38 im Ringzylinder 22, welche Arbeitskammer 26 und Ausgleichskammer 32  
20 verbindet. Somit ist sichergestellt, daß sobald die Arbeitskammer 26 mit Öl befüllt ist, auch die Ausgleichskammer 32 mit Öl gefüllt wird. Durch die Anpassung von Außen- und Innenradius des Ausgleichsdeckels 31 wird die wirksame Druckfläche der Ausgleichskammer 32 und damit die fliehkraftabhängige Gegenkraft festgelegt, die der Kraft aus dem Fliehkraftdruck  
25 im Ringkolben 23 entgegenwirkt. Diese Anordnung erlaubt jede beliebige Abstimmung der fliehkraftabhängigen Kräfte zwischen Arbeitskammer 26 und Ausgleichskammer 32, wobei neben den konstruktiven Besonderheiten wie der Höhe der Flüssigkeitssäule in den Ölbohrungen 27, die den Fliehkraftdruck beeinflußt, auch bestimmte drehzahlabhängige Charakteristiken bei der  
30 Rückfahrt des Ringkolbens 23 in die Ruheposition berücksichtigt werden können. Wesentlicher Vorteil ist, daß die Druckfeder 30 nur so stark dimensioniert werden muß, das sie den Ringkolben im Stillstand in Ruheposition

- 10 -

fahren kann. Dadurch entfällt der bei größerer Federkraft der Druckfeder 30 notwendige hohe Steuerdruck für die Arbeitskammer 26, wodurch insgesamt der Ölbedarf der Kupplung sinkt.

- 5 Zur Ölversorgung der Reibscheiben 12, 13 weist die Kupplungsachse 9 weitere Ölkänäle 34 auf, die über Ölbohrungen 35 Öl in den Bereich radial innerhalb der Innenreibscheibenträger 11 leiten. Dieses Öl wird über im Innenreibscheibenträger 11 eingebrachten Schmieröffnungen 36 auf die Reibscheiben 12, 13 geleitet und kühlt und schmiert diese somit.

10

Eine weitere Ausführungsform der Kolben-Zylindereinheit ist in Figur 2 dargestellt. Wesentlicher Unterschied zu der in Figur 1 gezeigten Ausführung besteht in der Anordnung der Ausgleichkammerbefüllung und deren Abdichtung.

- 15 Die Befüllung der Ausgleichskammern 32 erfolgt über die Ölversorgung der Reibscheibenpakete 15, 16 aus den Ölkänälen 34, indem zusätzliche Füllbohrungen 37 mit den Ölbohrungen 35 verbunden sind. Über diese Füllbohrungen 37 gelangt Schmieröl mit geringem Druck in die Ausgleichskammern 32. Zwischen Ausgleichskammer 32 und Arbeitskammer 26 besteht hier keine direkte Verbindung. Wesentlicher Vorteil ist, das der Steuerdruck in der Arbeitskammer besser auf den benötigten Kupplungsdruck des Ringkolbens 23 abgestimmt werden kann, da jetzt weniger Steueröl verloren geht.

- 25 Weiter sieht die Ausführung keine Ringdichtung zwischen Andruckring 29 und Ringzylinder 22 vor. Jetzt erstreckt sich die Ausgleichskammer 32 zwar bis zur Ringdichtung 33 der Arbeitskammer 26, wieder kann jedoch durch Anpassung des Innendurchmessers des Ausgleichsdeckels 31 der Fliehkraftdruckausgleich wie gewünscht eingestellt werden.

30

Die vorliegende Erfindung offenbart damit eine Doppelkupplung, die bei kompakter Bauweise eine hohe Drehmomentkapazität aufweist und die einen

- 11 -

völligen Ausgleich des Fliehkraftdrucks in der Kupplungsbetätigung zuläßt. Es versteht sich von selbst, daß die Anwendungen der Erfindung nicht auf die dargestellten Beispiele reduziert sind, insbesondere können auch Teillösungen dieser Doppelkupplung in anderen Ausführungen Eingang finden.

5

Doppelkupplung

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



## PATENTANSPRÜCHE

1. Hydraulische Doppelkupplung für ein Getriebe mit zwei  
Getriebeeingangswellen (18, 20), vorzugsweise für ein Lastschaltgetriebe  
5 in Kraftfahrzeugen, mit einer konzentrischen Anordnung der beiden  
Getriebeeingangswellen (18, 20), einem angetriebenen Kupplungsgehäuse  
(1), zwei hydraulisch betätigten Kupplungen mit Reibscheiben (12, 13) und  
ringförmigen Kolben-Zylindereinheiten (21), wobei die erste Kupplung das  
Kupplungsgehäuse (1) mit der ersten Getriebeeingangswelle (18) und die  
10 zweite Kupplung das Kupplungsgehäuse (1) mit der zweiten  
Getriebeeingangswelle (20) schaltbar verbindet,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
die beiden Kupplungen nebeneinander angeordnet sind, getrennt durch  
einen fest mit dem Kupplungsgehäuse (1) verbundenen Kupplungssteg (10),  
15 und die für die Betätigung der Kupplung vorgesehenen zwei Kolben-  
Zylindereinheiten (21) ebenfalls nebeneinander und getrennt durch den  
Kupplungssteg (10), zwischen Reibscheiben (12, 13) und  
Getriebeeingangswellen (18, 20) auf einem geringeren Durchmesser als  
die Reibscheiben (12, 13) angeordnet sind.  
20
2. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
Kupplungssteg (10) und Kupplungsgehäuse (1) über eine Kupplungsnahe  
(8) und einen Kupplungsdeckel (7) des Kupplungsgehäuses (1) verbunden  
25 sind, indem Kupplungsdeckel (7) und Kupplungssteg (10) fest auf der  
Kupplungsnahe (8) angeordnet sind.
3. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1 oder 2,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
30 die erste Getriebeeingangswelle (18) mit der ersten Kupplung über eine  
erste Kupplungsglocke (17) verbunden ist, indem die erste  
Kupplungsglocke auf der ersten, hohlen Getriebeeingangswelle (18)

- 13 -

5 befestigt ist und am Innendurchmesser des äußeren Flansches die abtriebsseitigen Reibscheiben (13) der ersten Kupplung aufnimmt, die zweite Getriebeeingangswelle (20) mit der zweiten Kupplung über eine zweite Kupplungsglocke (19) verbunden ist, indem die zweite Kupplungsglocke (19) auf der zweiten, inneren Getriebeeingangswelle (20) befestigt ist und am Innendurchmesser des äußeren Flansches die abtriebsseitigen Reibscheiben (13) der zweiten Kupplung aufnimmt.

4. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1,  
10 dadurch gekennzeichnet, daß  
der Kupplungssteg (10) zwischen den beiden Kupplungen die antriebsseitige Druckplatte für beide Kupplungen ist.
5. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1,  
15 dadurch gekennzeichnet, daß  
die antriebsseitigen Reibscheiben (12) beider Kupplungen an ihrem Innendurchmesser drehfest mit den am Kupplungssteg (10) angeordneten Innenreibscheibenträgern (11) verbunden sind.
- 20 6. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
beide Kupplungen gleich sind, beide Kolben-Zylindereinheiten (21) gleich sind und Kupplungen und Kolben-Zylindereinheiten (21) jeweils spiegelbildlich zum Kupplungssteg (10) angeordnet sind.
- 25 7. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
eine Kolben-Zylindereinheit (21) einen Ringkolben (23) und einen Ringzylinder (22) aufweist, die eine von Drucköl beaufschlagbare Arbeitskammer (26) bilden, wobei der Ringkolben (23) im Ringzylinder (22)  
30 beweglich geführt und gedichtet ist, der Ringzylinder (22) fest mit der Kupplungsnahe (8) verbunden ist, der Ringkolben (23) zwischen

- 14 -

Kupplungssteg (10) und Ringzylinder (22) angeordnet ist und der Ringkolben (23) über einen Andruckring (29) auf die bewegliche, antriebsseitige Andruckplatte (14) der Reibscheiben (12, 13) wirkt.

- 5 8. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 7,  
dadurch gekennzeichnet, daß

10 der Andruckring (29) den Ringzylinder (22) radial umschließt und mittels einer Umfangsdichtung (33) radial gegen den Ringzylinder (22) beweglich abgedichtet ist, und am Andruckring (29) ein Ausgleichsdeckel (31) auf der dem Ringkolben (23) entgegengesetzten Seite des Ringzylinders (22) angeordnet ist, wobei Ausgleichsdeckel (31), Andruckring (29) und Ringzylinder (22) eine Ausgleichskammer (32) zum Ausgleich des Fliehkraftdruckes in der Arbeitskammer (26) bilden.

- 15 9. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 7,  
dadurch gekennzeichnet, daß

20 der Andruckring (29) den Ringzylinder (22) radial umschließt, am Andruckring (29) ein Ausgleichsdeckel (31) auf der dem Ringkolben (23) entgegengesetzten Seite des Ringzylinders (22) angeordnet ist, wobei Ausgleichsdeckel (31), Andruckring (29) und Ringkolben (23) eine Ausgleichskammer (32) zum Ausgleich des Fliehkraftdruckes in der Arbeitskammer (26) bilden.

- 25 10. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 8 oder 9,  
dadurch gekennzeichnet, daß

die Befüllung der Ausgleichskammer (32) mit Drucköl aus der Arbeitskammer (26) über eine oder mehrere Füllbohrungen (38) mit geringem Durchmesser erfolgt.

- 30 11. Hydraulische Doppelkupplung nach Anspruch 8 oder 9,  
dadurch gekennzeichnet, daß

die Befüllung der Ausgleichskammer (32) mit Drucköl über eine separate Füllbohrung (37), unabhängig vom Arbeitskammerdruck, erfolgt.

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

### ZUSAMMENFASSUNG

#### 5 Hydraulische Doppelkupplung für ein Getriebe mit zwei Getriebeeingangswellen

Die Erfindung betrifft eine hydraulische Doppelkupplung für ein Getriebe mit zwei Getriebeeingangswellen, vorzugsweise für ein Lastschaltgetriebe in Kraftfahrzeugen, mit einer konzentrischen Anordnung der beiden  
10 Getriebeeingangswellen, einem angetriebenen Kupplungsgehäuse, zwei hydraulisch betätigten Kupplungen mit Reibscheiben und ringförmigen Kolben-Zylindereinheiten, wobei die erste Kupplung das Kupplungsgehäuse mit der ersten Getriebeeingangswelle und die zweite Kupplung das Kupplungsgehäuse mit der zweiten Getriebeeingangswelle schaltbar verbindet. Sie ist dadurch  
15 gekennzeichnet, daß die beiden Kupplungen nebeneinander angeordnet sind, getrennt durch einen fest mit dem Kupplungsgehäuse verbundenen Kupplungssteg, und die für die Betätigung der Kupplung vorgesehenen zwei Kolben-Zylindereinheiten ebenfalls nebeneinander und getrennt durch den Kupplungssteg, zwischen Kupplungen und Getriebeeingangswellen auf einem  
20 geringeren Durchmesser als die Kupplungen angeordnet sind. Wesentlicher Vorteil ist die kompakte Bauweise bei hoher Drehmomentkapazität sowie die Möglichkeit, durch die Anordnung einer Ausgleichskammer einen völligen Ausgleich der fliehkraftabhängigen Drücke in den Arbeitskammern zu erzielen.

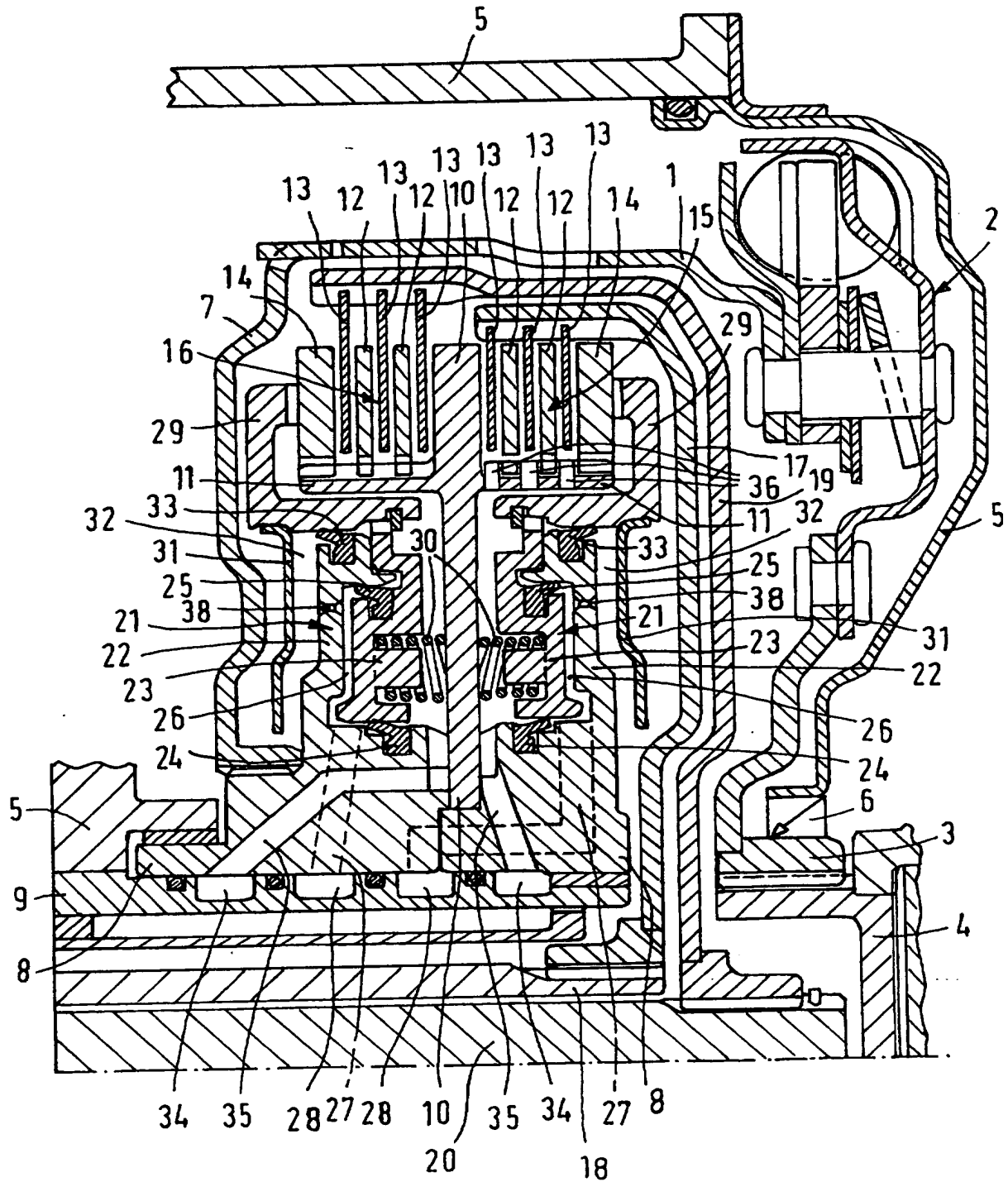
25

Fig. 1

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

- 1 / 2 -

FIG.1



- 2 / 2 -

FIG.2

